

Ройзман В. П.  
д.т.н., професор

Драч І. В.  
к.т.н., доцент

Хмельницький  
національний  
університет

УДК 62-752

## МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ РІДИННОГО АВТОБАЛАНСУЮЧОГО ПРИСТРОЮ. СУТЬ ЯВИЩА ПАСИВНОГО АВТОБАЛАНСУВАННЯ РОТОРА

*Для машин із змінним при експлуатації дисбалансом ротора (пральні машини, центрифуги, сепаратори та ін.) традиційні методи балансування малоефективні. Єдиним методом їх балансування без зупинки в експлуатаційних умовах є автоматичне балансування з вільним переміщенням коригувальних мас, які прагнуть поєднати головну центральну вісь інерції ротора з його віссю обертання. Є велика кількість патентів на автоматичні автобалансуючі пристрої (АБП), але більшість з них ніколи не були реалізовані на практиці, так і залишившись на рівні нереалізованих ідей. У всіх роботах стверджується, що таке балансування можливе лише на закритичних обертах. Тим часом наш досвід експериментальних досліджень свідчить про те, що це не так, і, що таке балансування можливе і до критичних обертів, а також і на них. У статті надано фізичне пояснення роботи АБП з рідкими робочими тілами на основі побудованих математичних моделей поведінки системи ротор-робоча рідина.*

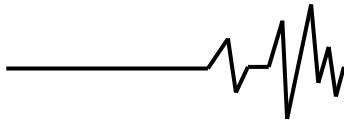
**Ключові слова:** ротор, критична швидкість, дисбаланс, автоматичне балансування (самобалансування), самоцентрування ротора, автобалансуючий пристрій (АБП).

Спосіб балансування роторів, який розглядається, є перспективним в першу чергу завдяки тому, що пасивні АБП мають ряд переваг [1]: пасивні АБП є прості у своїй структурі і, отже, можуть виготовлятися навіть в умовах невеликих виробничих майстерень, їх виготовлення не вимагає значних економічних витрат; вони легко вбудовуються в ротор без суттєвої модифікації його конструкції, вони ефективно компенсують зміну дисбалансу; пасивні АБП надійні в експлуатації, працюють, споживаючи енергію самого ротора; немає необхідності витрачати велику кількість потужності двигуна для подолання значної напруги між осями та підшипниками в критичному діапазоні обертання, отже, це енергозберігаюча технологія.

Історія рідинного автоматичного балансування починається з 1916 року, коли французький інженер Леблан (Leblanc) запропонував конструкцію рідинного АБП для зрівноваження екстрактора пральної машини під час її роботи. Пізніше було запропоновано

АБП Сирла, АБП Дункан, а також відомі удосконалення конструкцій АБП типу Леблана. На жаль, ніде не знайдено вказівок про застосування цих запатентованих конструкцій у реальних машинах, тобто про їх впровадження у виробництво. Вперше зробив спробу теоретично обґрунтувати принцип дії АБП Леблана, кільцевих, маятникових і кульових АБП у циклах своїх статей Сирл (E.L.Thearle) [2]. Він запропонував плоску модель ротора і АБП. У її рамках у ротора існує єдина критична швидкість, при перевищенні якої ротор починає обертатися легкою стороною назовні і починає проявлятися явище самоцентрування ротора, яке і було покладено Сирлем в основу принципу роботи усіх пасивних АБП. Насправді, тут явище самоцентрування видається за явище самобалансування.

Підходи і результати робіт E.L.Thearle склали основу наступних досліджень: Дж.Ларрі, В.І.Сусаніна, Л.Н.Шаталова, Б.Н.Грушина, В.І.Кравченка, В.П.Нестеренка, Куїнджи А.А., Колосова Ю.А., Kim Hyun Min, Seichsrou Suzuk,



Tatsumi Hisao та інших науковців в галузі балансування роторів машин пасивними АБП. А отриманий без врахування специфічних властивостей корегуючи мас, сил опору, а відтак, теоретично необґрунтований і експериментально неперевірений висновок про обмеженість діапазону працездатності таких автобалансируючих пристроїв закритичною (або зарезонансною) зоною обертання ротора є недослідженим і до тепер.

За наявними результатами огляду джерел мережі Internet основними виробниками і промисловими користувачами пасивних АБП (зокрема кулькових і рідинних пристроїв), є такі відомі компанії, як LG Electronics Inc. [3], Whirlpool Corporation, SKF AutoBalancer Systems, Samsung Electronics Co. Ltd [4]. Однак відомостей про практичну реалізацію зазначених вище пристроїв для автоматичного балансування роторів машин не знайдено. Такі розробки існують лише як ідеї у патентах. Відомі компанії використовують ідею пасивного автобалансирування у рекламі своєї продукції, що свідчить про актуальність таких АБП, однак широке використання їх на серійних машинах гальмується не вирішеною багатьох проблем у теорії і практиці зрівноваження роторів пасивними АБП, наявністю низки явищ і протиріч, які ще не знайшли належного теоретичного обґрунтування.

$$\frac{\partial W}{\partial \gamma_1} = -\omega^2 \left[ (A-C)\gamma_1 + D\gamma_1\gamma_2\gamma_3^{-1} - E(\gamma_3 - \gamma_1^2\gamma_3^{-1}) - F\gamma_2 \right] + M_c g (x_c - z_c\gamma_1\gamma_3^{-1}) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial W}{\partial \gamma_2} = -\omega^2 \left[ (B-C)\gamma_2 - D(\gamma_3 - \gamma_2^2\gamma_3^{-1}) + E\gamma_1\gamma_2\gamma_3^{-1} - F\gamma_1 \right] + M_c g (y_c - z_c\gamma_2\gamma_3^{-1}) = 0,$$

де  $W = \frac{1}{2} \frac{k^2}{I} + \Pi$  – змінена потенціальна енергія системи тверде тіло-рідина;  $\Pi$  – потенціальна енергія діючих на систему активних сил: сили тяжіння і відцентрової сили;  $k_0$  – значення моменту кількості руху для випадку рівномірного обертання всієї системи як одного твердого тіла навколо нерухомої прямої з кутовою швидкістю  $\omega$ ;  $l_0$  – значення  $I$  (моменту інерції системи відносно нерухомої осі) для усталеного руху.

Визначено розв'язок рівнянь (1),

$$\gamma_1 = \gamma_2 = 0, \quad \gamma_3 = 1, \quad (2)$$

якому відповідає умова автобалансирування. Розв'язок (2) має місце при будь-якій величині  $\omega$  ( $\omega \neq 0$ ).

Дослідження руху системи на стійкість опирається на визначення стійкості та ідеї Ляпунова в теорії стійкості фігур рівноваги рідини, що обертається, і зводиться до задачі на мінімум виразу для зміненої потенціальної

Дослідимо роботу пасивного рідинного автобалансируючого пристрою при проходженні ротора через критичну швидкість. Для цього проаналізуємо математичні моделі роботи рідинного АБП.

Першим кроком теоретичного дослідження була побудова і аналіз математичних моделей стаціонарного руху в жорстких опорах жорсткого ротора з циліндричною камерою, що містить рідину з вільною поверхнею.

Розглянуті випадки необмеженої і обмеженої зверху камери, ексцентрично і симетрично розташованої на валу. У кожному з випадків на основі інтегрування диференціальних рівнянь рівноваги рідини установлені закони розподілу тиску в рідині, що знаходиться в стані відносного спокою і визначені форми поверхонь рівного тиску.

Аналіз побудованих моделей вказує на те, що автоматично збалансувати жорсткий ротор у жорстких опорах рідиною неможливо.

Далі розглянуто механічну систему, яка є гнучким ротором з циліндричною камерою, що містить рідину з вільною поверхнею, і побудовано математичну модель її стаціонарного руху [5]. В основу математичної моделі покладено принцип найменшої дії у формі Гамільтона-Остроградського [6]. Складено рівняння стаціонарних рухів в явному вигляді.

енергії системи [6]. Визначено, що стаціонарний рух є стійким, якщо виконується умова

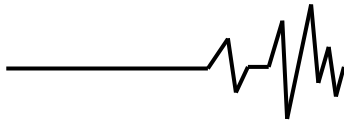
$$(C_0 - A_0)\omega^2 - Mgz_c^0 - a > 0, \quad (3)$$

де  $A_0 = V_0$  (оскільки порожнина має циліндричну форму),  $A_0$ ,  $V_0$ ,  $C_0$  – головні моменти інерції камери АБП при незбурюваному русі,

Умова стійкості (3) може бути виконана при ( $A_0 < C_0$ ), тобто якщо висота циліндричної порожнини  $h$  буде значно менша за її радіус  $R$ . Отже при конструюванні рідинних АБП необхідно дотримуватись умови: висота камери  $h$  АБП має бути менша за радіус  $R$ , що дає підстави для розробки багатокамерних АБП не тільки із вкладеними одна в одну камерами, а й розташовувати камери на різних рівнях одна над одною або комбінувати ці типи розташувань камер.

Однак, запропоновані моделі не дають пояснення, як саме і під дією яких сил відбувається переміщення рідини в камері АБП.





буде  $k=1$  при  $\cos\alpha_0 = -1$ , тобто при  $\alpha_0 = \pi$ . Отже, найбільший ефект балансування досягається, коли величина дисбалансу рідини, яка бере участь у балансуванні, буде близька до початкової величини дисбалансу ротора ( $k \approx 1$ ). Рідина, яка не бере участі у балансуванні, розташовується концентричними колами, не впливаючи на сумарний дисбаланс системи.

Вирази (6) і (8) неявно містять відношення кутової швидкості до критичної, коефіцієнт зовнішнього опору, відношення початкового дисбалансу до дисбалансу рідини і відносні розміри АБП. Одержані аналітичні залежності між цими параметрами дозволяють розв'язувати прикладні питання підбору оптимальних параметрів рідинного АБП для заданої роторної системи, визначати вплив зміни параметрів системи ротор – АБП – рідина на ефективність процесу балансування.

Внутрішнє тертя між шарами реальної рідини заважає її руху і створює ефект запізнення включення в'язкої рідини в автобалансування. Із зменшенням кута  $\beta$  тангенціальна складова  $T$  відцентрової сили зменшується і в якийсь момент не зможе подолати силу тертя. Тому при наявності в'язкості зрівноважування дисбалансу буде неповним.

Надамо фізичне пояснення одержаним результатам.

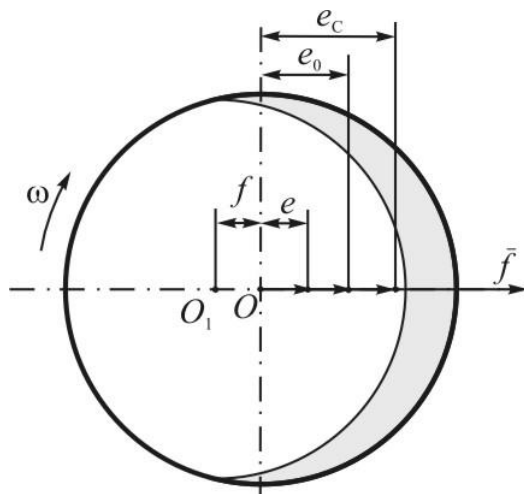


Рис. 2.

Рідина прагне зайняти положення в найбільш віддаленій точці від осі обертання, а саме в прогині, і рухається разом з ним від дисбалансу. Що у свою чергу приводить до зміни сумарного дисбалансу системи за напрямком і величиною (збільшується, оскільки величина сумарного дисбалансу визначається як геометрична сума векторів  $\vec{e}_0$  і  $\vec{e}$  і залежить

При відсутності АБП величина дисбалансу системи залишається незмінною за величиною і напрямком, і оскільки існує співвідношення між прогином вала, величиною дисбалансу і кутовою швидкістю обертання:

$$f = e_0 \frac{(\omega / \omega_{кр})^2}{1 - (\omega / \omega_{кр})^2},$$

то, очевидно, що зі збільшенням кутової швидкості  $\omega$  прогин  $f$  постійно збільшується на докритичному режимі обертання вала.

У випадку наявності АБП дисбаланс системи  $\vec{e}_c$  складається із стаціонарного дисбалансу  $\vec{e}_0$ , створюваного незрівноваженістю вала, і дисбалансу, створюваного рідиною  $\vec{e}$ . При  $\omega = 0$  дисбаланс рідини дорівнює нулю. У початковий момент обертання незрівноваженість вала приводить до виникнення прогину  $f$ , що за напрямком збігається з дисбалансом ротора (рис. 2). Відцентрові сили відкидають рідину до стінок АБП і її основна маса концентрується в прогині, як і показує встановлений закон розподілу тиску в рідині. При збільшенні швидкості обертання ротора напрямком прогину починає відставати від напрямку дисбалансу на кут  $\delta$  (при наявності рідини в камері АБП величину кута  $\delta$  варто відраховувати від сумарного дисбалансу ротора) (рис. 3).

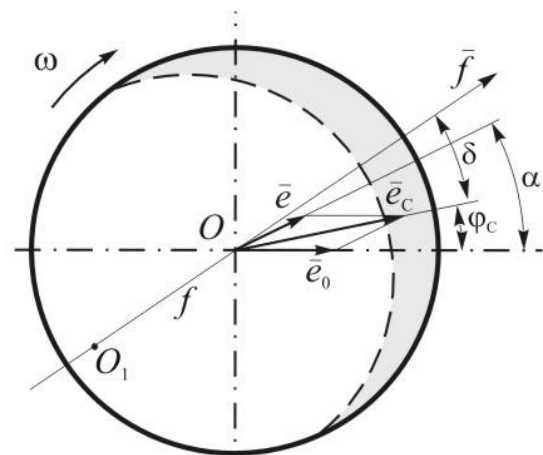
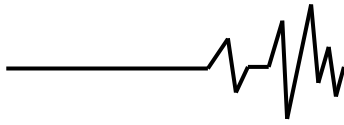


Рис. 3.

від кута між цими векторами  $\alpha$ ). Ця зміна приводить до збільшення прогину, а збільшення швидкості обертання приводить до збільшення кута  $\delta$ . Рідина слідує за прогином, змінює сумарний дисбаланс, збільшуючи кут  $\alpha$  і зменшуючи величину сумарного дисбалансу (рис. 4). Що у свою чергу приводить до зменшення величини прогину.



Отже, зі збільшенням швидкості обертання внаслідок зменшення  $\bar{e}_c$  маємо зменшення прогину за величиною навіть при докритичному режимі обертання ротора.

Оскільки

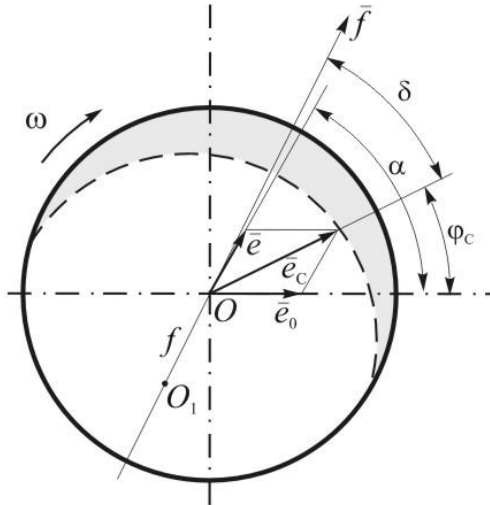


Рис. 4.

Оскільки  $\delta$  - кут між прогином і сумарним дисбалансом, а  $\varphi_c$  – кут між стаціонарним і сумарним дисбалансами, то при обертанні ротора з кутовою швидкістю  $\omega = \omega_{кр}$  кут між прогином і стаціонарним дисбалансом дорівнює  $90^\circ + \varphi_c$  (рис. 5).

У випадку коли стаціонарний дисбаланс і дисбаланс, створюваний рідиною, рівні за величиною  $e_0 = e$ , то  $\varphi_c$  наближено буде

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{2n\omega}{\omega_{кр}^2 - \omega^2},$$

то при наближенні швидкості обертання до критичної  $\delta$  збільшується і прямує до  $90^\circ$ .

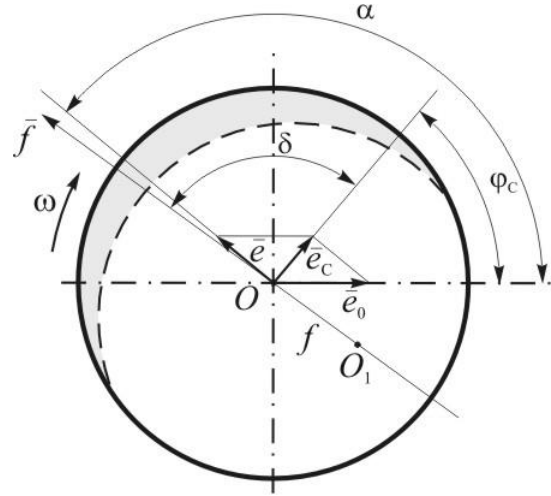


Рис. 5.

дорівнювати  $\delta$  (рис. 6). А отже кут між прогином і стаціонарним дисбалансом буде прямувати до  $180^\circ$ . Отже, при проходженні резонансної швидкості обертання ротора рідина разом із прогином вала буде зміщена на кут  $180^\circ$  щодо стаціонарного дисбалансу. По цьому буде мати місце автоматичне балансування дисбалансу вала рідиною, що і приведе до істотного зменшення вібрацій ротора.

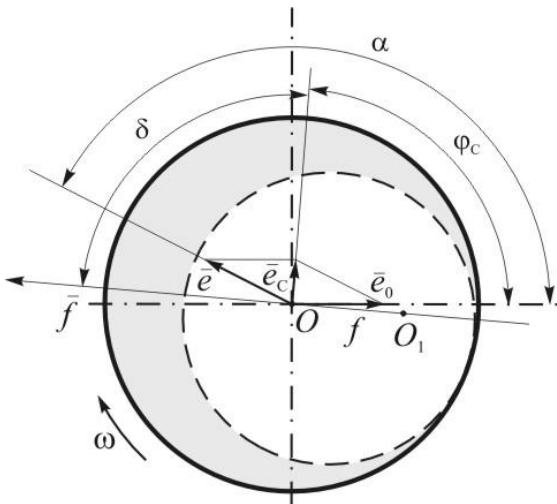


Рис. 6.

При подальшому збільшенні кутової швидкості збалансована система повертається, не змінюючи відносного положення рідини і стаціонарного дисбалансу. При малому дисбалансі, створюваному рідиною  $e \ll e_0$ , сумарний дисбаланс системи буде в основному визначатися за величиною і

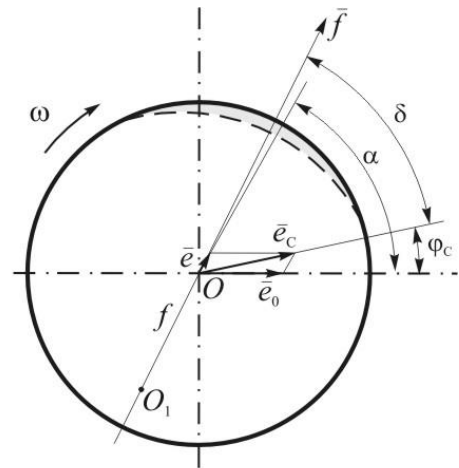
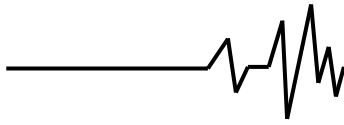


Рис. 7.

напрямок стаціонарним дисбалансом і не буде істотно змінюватися при збільшенні кута  $\delta$  (рис.7). Отже не буде істотно зменшуватися величина прогину вала, обумовлена сумарним дисбалансом ротора.

Тому кількість рідини, що створює малий дисбаланс у порівнянні зі стаціонарним



дисбалансом, буде недостатньою для балансування системи. Збільшити дисбаланс, створений рідиною, можна за рахунок збільшення її маси або радіуса камери АБП.

При сталих параметрах АБП збільшуючи масу рідини можна досягти рівності дисбалансів рідини і вала, при якому будемо мати максимальну збалансованість системи. Подальше збільшення маси рідини не буде впливати на створений нею дисбаланс, а, отже, і на збалансованість системи, оскільки рідина буде розташовуватися концентрично навколо осі обертання, що у даному випадку вже є головною віссю інерції системи.

Велика маса рідини в АБП може істотно впливати на стійкість її розміщення щодо стаціонарного дисбалансу. Оскільки в силу гідравлічних особливостей рідкого середовища, яке може довільно змінювати свою форму під дією будь-яких малих сил, виникнення випадкових незначних зовнішніх збурювань може істотно вплинути на місце розташування його центра мас, а, отже, змінити стан зрівноваженості системи. Причому, чим більша маса рідини, тим більшою за величиною і напрямком буде зміна вектора її дисбалансу.

При режимі захоплення рідини (коли сума відцентрової сили і сили тертя перевищує силу тяжіння) результати теоретичних досліджень для вертикально розташованого ротора розповсюджуються і на випадок горизонтально розташованого ротора.

Отже, теоретичний аналіз моделей процесу автоматичного балансування (самобалансирування) роторів рідинними робочими тілами дозволяє встановити, що:

- у рідинному автобалансируванні рідина прагне встановитися проти дисбалансу не тільки в закритичній, але й у докритичній зоні обертання ротора і на самому резонансі;
- автоматичне балансування рідиною є ефективним для пружно-деформівних роторів, роторів на пружних опорах, де наявна різниця фаз між напрямком сили від дисбалансу і прогином ротора або переміщенням ротора;
- найбільший ефект балансування досягається, коли величина дисбалансу рідини близька до величини початкового дисбалансу, що зумовлено негативним впливом тертя зайвої рідини. Переваги балансування на докритичному діапазоні частот обертання проявляються в полегшеному переході через резонансні і критичні частоти обертання.

#### Список використаних джерел

1. Справочник по балансировке. / Под общей редакцией М.Е. Левита. – М.: Машиностроение, 1992. –464 с.

2. Thearle E.L. Automatic dynamic balancers (Part 1. leblanc balancer), 1950 Machine Design, 22, pp. 119–124, 1950.

3. Patent US 5782110 A. Clothes washing machine with balancing device: patent US 5782110 A / Do Weon Kim Owner name: SAMSUNG ELECTRONICS CO., LTD., KOREA, REPUBLIC OF, Free format text: ASSIGNMENT OF ASSIGNORS INTEREST; ASSIGNOR: KIM, DO WEON; REEL/FRAME:008218/0298, Effective date: 1996 10 04.

4. Patent US 20060254321 A1. Washing machine : patent US 20060254321 A1, / Hee Lim, Jae Chang, Owner name: LG ELECTRONICS INC., KOREA, REPUBLIC OF Free format text: ASSIGNMENT OF ASSIGNORS INTEREST;ASSIGNORS:LIM, HEE TAE; CHANG, JAE WON; REEL/FRAME:017843/0652, Effective date: 2006 05 02

5. Improving theory for automatic balancing of rotating rotors with liquid self balancers / V. Royzman, I. Drach // Mechanika. – 2005. – № 4 (54). – P. 38-44. SSN 1392 - 1207. MECHANIKA. 2005. Nr.4(54)

6. Моисеев Н.Н., Румянцев В.В. Динамика тела с полостями содержащими жидкость – М.:Наука, 1965, 440с.

#### Список джерел в транслітерації

1. Spravochnik po balansirovki. / Pod obshchey redaktsiyey M.Ye. Levita. - M .: Mashinostroyeniye, 1992. -464 s.

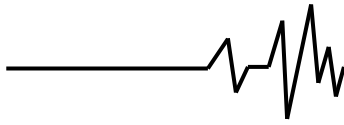
2. Thearle E.L. Automatic dynamic balancers (Part 1. leblanc balancer), 1950 Machine Design, 22, pp. 119–124, 1950.

3. Patent US 5782110 A. Clothes washing machine with balancing device: patent US 5782110 A / Do Weon Kim Owner name: SAMSUNG ELECTRONICS CO., LTD., KOREA, REPUBLIC OF, Free format text: ASSIGNMENT OF ASSIGNORS INTEREST; ASSIGNOR: KIM, DO WEON; REEL/FRAME:008218/0298, Effective date: 1996 10 04.

4. Patent US 20060254321 A1. Washing machine : patent US 20060254321 A1, / Hee Lim, Jae Chang, Owner name: LG ELECTRONICS INC., KOREA, REPUBLIC OF Free format text: ASSIGNMENT OF ASSIGNORS INTEREST;ASSIGNORS:LIM, HEE TAE; CHANG, JAE WON; REEL/FRAME:017843/0652, Effective date: 2006 05 02

5. Improving theory for automatic balancing of rotating rotors with liquid self balancers / V. Royzman, I. Drach // Mechanika. – 2005. – № 4 (54). – P. 38-44. SSN 1392 - 1207. MECHANIKA. 2005. Nr.4(54)

6. Moiseyev N.N., Rumyantsev V.V. Dinamika tela s polostyu soderzhashchimi zhidkost - M.: Nauka, 1965, 440s.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЖИДКОСТНОГО  
АВТОБАЛАНСУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА.  
СУТЬ ЯВЛЕНИЯ ПАССИВНОГО  
АВТОБАЛАНСИРОВАНИЯ РОТОРА**

**Аннотация.** Для машин с переменным при эксплуатации дисбалансом ротора (стиральные машины, центрифуги, сепараторы и др.) традиционные методы балансировки малоэффективны. Единственным методом их балансировки без остановки в эксплуатационных условиях является автоматическая балансировка со свободным перемещением корректирующих масс, стремящихся совместить главную центральную ось инерции ротора с его осью вращения. Есть большое количество патентов на автоматические автобалансирующие устройства (АБП), но большинство из них никогда не были реализованы на практике, так и оставшись на уровне нереализованных идей. Во всех работах утверждается, что такое балансирование возможно только на закрытых оборотах. Между тем наш опыт экспериментальных исследований свидетельствует о том, что это не так, и, что такое балансирование возможно и к критическим оборотам, а также и на них. В статье дано физическое объяснение работы АБП с редкими рабочими телами на основе построенных математических моделей поведения системы ротор-рабочая жидкость.

**Ключевые слова:** ротор, критическая скорость, дисбаланс, автоматическая балансировка (самобалансировки), самоцентрирование ротора, автобалансирующее устройство (АБП).

**MODELING OF WORK OF FLUID SELF-BALANCING  
DEVICE. THE ESSENCE OF THE PHENOMENON OF  
PASSIVE AUTOMATIC BALANCING (SELF-  
BALANCING) MACHINE ROTORS**

**Annotation.** The class of rotary machines with varying disbalance while operating is rather divers. These are separators, centrifuges used in chemical, food manufacturing, sugar, mining, medical industries, as well as sandblasters, washing and wringing machines and many others. For these machines traditional methods of reducing vibrations are of low efficiency, and the most effectual way is autobalancing by means of hollow chamber partly filled with working bodies.

In works on autobalancing it is stated that autobalancing devices (ABD) with freely moving working bodies can reduce vibration only at beyond-resonance frequency of rotation. Hence, modern ABD are designed with additional devices which enable working bodies to begin operating only at beyond-resonance frequencies of rotation. It makes the construction more complicated and restricts the field of its application. Meanwhile, the practise shows that ABD can reduce vibrations at pre-resonance frequencies as well.

The current work is devoted to system research of the method mentioned, particularly to studying the fundamental natural phenomenon – rotor self-balancing with the help of passive auto-balancing units (ABU) which look like cavity chambers, partly filled with working media (liquid).

Mathematical models describing behavior of liquid in chamber has been developed and researched.

**Key words:** rotor, critical speed, autobalancing, automatic balancing (self-balancing), auto-balancing units, fluid self-balancing device (SBD).

**Відомості про авторів**

**Ройзман Вілен Петрович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри радіотехніки та зв'язку Хмельницького національного університету (вулиця Інститутська, 11, м. Хмельницький, Україна, 280016, e-mail: iftommm@ukr.net).

**Драч Ілона Володимирівна** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри прикладної математики та соціальної інформатики Хмельницького національного університету (вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, Україна, 280016, e-mail: cogitare410@gmail.com).

**Ройзман Вілен Петрович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой радиотехники и связи Хмельницкого национального университета (ул. Институтская, 11, г. Хмельницкий, Украина, 280016, e-mail: iftommm@ukr.net).

**Драч Илона Владимировна** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры прикладной математики и социальной информатики Хмельницкого национального университета (ул. Институтская, 11, г. Хмельницкий, Украина, 280016, e-mail: cogitare410@gmail.com).

**Royzman Vilen**– Doctor of Technical Sciences, Professor, head of Department of Telecommunications and Radio Engineering (Khmelnitsky National University, Institutskaya 11, Khmelnytsky, 280016, Ukraine, e-mail: iftommm@ukr.net).

**Drach Ilona** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor the Department of Applied Mathematics Khmelnytsky National University (Institutskaya 11, Khmelnytsky, 280016, Ukraine, e-mail: cogitare410@gmail.com).